

УДК 628.517.2

DOI: 10.30987/article_5bd8ab4233c8d4.32366481

В.Ф. Безъязычный, д.т.н.,

А.Н. Сутягин, к.т.н.,

(ФГБОУ ВО «Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П. А. Соловьева», 152394, г. Рыбинск, ул. Пушкина, 53)

А.Н. Чукарин, д.т.н.,

(ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения», 344038, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, д. 2)

П.В. Чумак, к.т.н.

(ФГБОУ ВО «Кубанский государственный технологический университет», 350072, г. Краснодар, ул. Московская, д. 2)

Д.А. Куклин, д.т.н.

(ФГБОУ ВО «Балтийский государственный технический университет "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова», 190005, Санкт-Петербург, ул. 1-я Красноармейская, д.1)

E-mail: technology@rsatu.ru; opm@rgups.ru; chumak1987@mail.ru

Вибрации ползуна при токарной обработке

Установлены расчётные зависимости по определению амплитуды вибрации ползунков станков токарной группы, в частности ползунков токарно-карусельных станков серии VM, проходных и расточных резцов. Определены виброскорости колебаний в направлении осей координат, по которым фактически и находят амплитуды деформаций. В результате исследования были установлены зависимости по определению амплитуды деформаций, среднеквадратичных значений скоростей колебаний, влияющих на погрешность обработки деталей на токарно-карусельных станках.

Ключевые слова: станок; вибрация; ползун; погрешность; точность; деформация.

V.F. Beziyazychny, Dr. Sc. Tech.,

A.N. Sutyagin, Can. Sc. Tech.,

(FSBEI HE "Soloviyov State Aircraft Technical University of Rybinsk", 53, Pushkin Str., Rybinsk, 152394)

A.N. Chukarin, Dr. Sc. Tech.,

(FSBEI HE "Rostov State University of Communications", 2, Rostov Home Guard Infantry Regiment Sq., Rostov-upon-Don, 344038)

P.V. Chumak, Can. Sc. Tech.,

(FSBEI HE "Kuban State Technological University, 2, Moskovskaya Str., Krasnodar, 350072)

D.A. Kuklin, Dr. Sc. Tech.,

(FSBEI HE "Ustinov Baltysky State Technical University "MILITARYMECH", 1, 1-st Krasnoarmeyskaya Str., Saint-Petersburg, 190005)

Sliding block vibrations when turning

Computation dependences on the definition of vibration amplitude in machine sliding blocks of a lathe group, in particular, sliding blocks of boring lathes of VM series, feed through cutters and boring ones are defined. Vibration speeds of oscillations in the direction of coordinate axes with the aid of which one defines actually amplitudes of deformations are defined. As a result of investigations there are determined dependences to obtain amplitudes of deformations, mean-square values of oscillation speeds affecting errors at parts machining on boring lathes.

Keywords: machine; vibration; sliding block; error; accuracy; deformation.

В машиностроении применяются новейшие технологии, которые позволили значительно увеличить точность обработки деталей на токарно-карусельных станках серии VM (рис. 1). Операции механической обработки деталей следует осуществлять с управлением амплитудами вынужденных колебаний режущего инструмента на основных режимах. При этом наблюдается изменение амплитуд компонент вибрации, особенно в переходных процессах. Поэтому следует изучать вибрации, влияющие на точность обработки при изготовлении деталей.

Одним из наименее жестких элементов станка при обработке является ползун, поэтому в данной работе рассмотрены вибрации этого элемента станка.

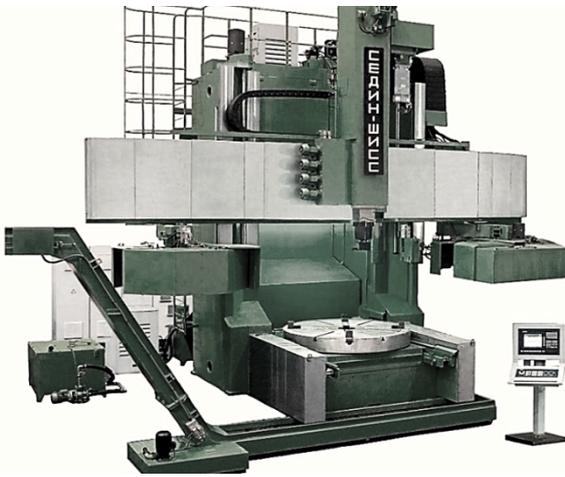


Рис. 1. Токарно-карусельный станок VM32

Построение модели возбуждения вибраций ползуна основано на том, что к консольно закреплённой балке прямоугольного сечения и постоянной жесткости (рис. 2) в момент времени $t = 0$ с прикладываются составляющие сил резания (P_z , P_x и P_y), которые сохраняют свое воздействие в течение всего времени процесса обработки детали. Аналогичные модели могут быть использованы для проходных и расточных резцов универсальных токарных станков.

Предполагая, что жесткость ползуна постоянна, записываем приближенное дифференциальное уравнение упругой линии ползуна [1]:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \xi(P \cdot x - P \cdot l); \quad (1)$$

где ξ – коэффициент, характеризующий механические свойства материала:

$$\xi = (E \cdot J)^{-1};$$

$E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости материала ползуна 1-го рода, марка стали ползуна 30ХГСА; J – момент инерции ползуна (режущего инструмента) в направлении соответствующих осей координат OZ и OY , m^4 ; P – составляющая силы резания в направлении соответствующих осей координат OZ и OY ; H ; l – вылет ползуна (инструмента) из закрепленной части суппорта, м; x – текущая координата приложения силы резания относительно места крепления ползуна (инструмента), м.

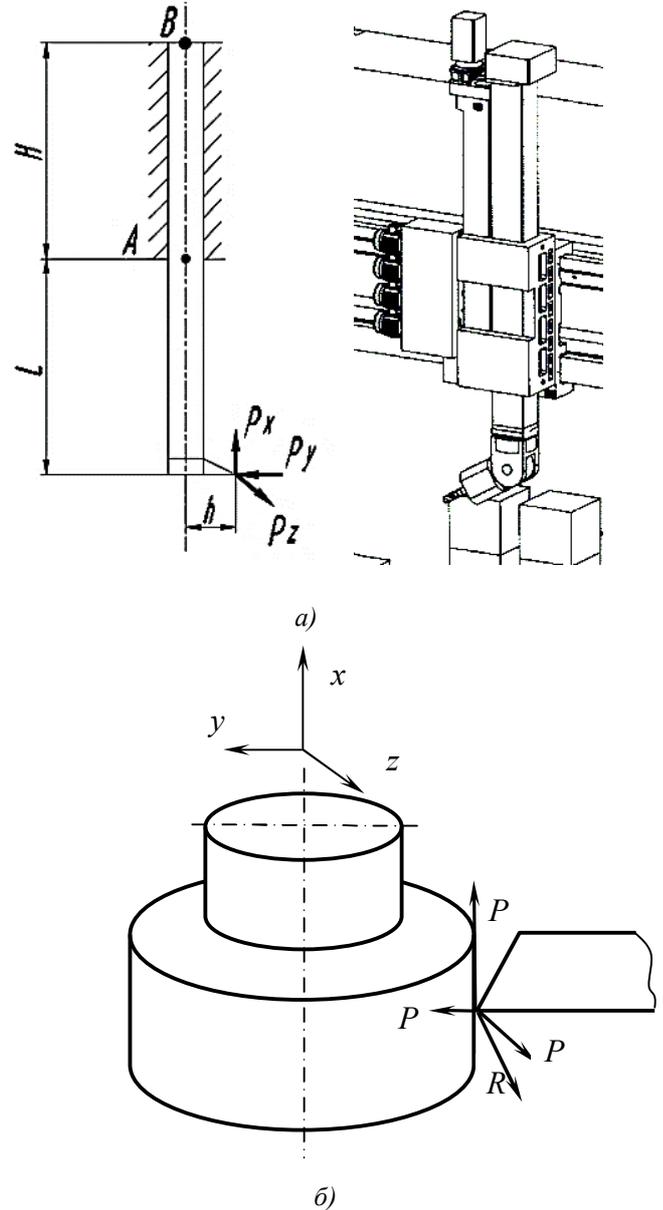


Рис. 2. Ползун и силы резания токарно-карусельного станка:

a – ползун и схема его закрепления; *б* – силы резания при токарной обработке

В этом случае с учетом того, что ползун из-

готовавливается из соответствующей марки стали, дифференциальное уравнение (1) в направлении соответствующих осей координат OZ и OY , принимает вид [2]:

$$\begin{aligned} \frac{d^4 \xi}{dx^4} + 2,7 \cdot 10^4 \frac{J_z}{F_c} \frac{d^4 \xi}{dx^4} &= \frac{P_z(t) \cdot \delta(x-x_0)}{7,8 \cdot 10^3 b \cdot h \cdot l}, \\ \frac{d^4 \varepsilon}{dx^4} + 2,7 \cdot 10^4 \frac{J_y}{F_c} \frac{d^4 \varepsilon}{dx^4} &= \frac{P_y(t) \cdot \delta(x-x_0)}{7,8 \cdot 10^3 b \cdot h \cdot l}, \end{aligned} \quad (2)$$

где b и h – ширина и высота ползуна (геометрия державки проходного резца и расточного

прямоугольного сечения), м; $\delta(x-x_0)$ – дельта функция, смещенная по координате; t – функция времени; F_c – площадь поперечного сечения ползуна (режущего инструмента), м²; x_0 – координата приложения силы резания относительно места крепления ползуна (инструмента), м; ξ и ε – деформация ползуна в направлении осей OZ и OY соответственно (рис. 2); P_z и P_y – составляющие сил резания, рассчитываются по методике [3], Н.

В соответствии с краевыми условиями для консольно-закрепленного ползуна разложение дельта функции в ряд принимает вид [1]:

$$\delta(x-x_0) = \sum_{\kappa=1}^{\kappa^*} \frac{2}{l} \int_0^l \delta(x-x_0) \cdot \cos^3 \frac{2\kappa-1}{2l} \pi \cdot x \cdot dx = \frac{2}{l} \sum_{\kappa=1}^{\kappa^*} \cos^3 \frac{2\kappa-1}{2l} \pi \cdot x_0 = \frac{2}{l}, \quad (3)$$

где $\kappa = 1, 2, 3 \dots$ коэффициенты мод собственных колебаний ползуна (режущего инструмента); κ^* – количество частот колебаний режущего инструмента в нормируемом диапазоне акустических характеристик (22...11 200 Гц).

Тогда дифференциальное уравнение колебаний ползуна (инструмента) определяется следующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \xi}{dt^2} + 2,7 \cdot 10^4 \frac{J_z}{F_c} \frac{d^4 \xi}{dx^4} &= \frac{P_z(1 + 0,3 \cos \omega \cdot t)}{3,9 \cdot 10^3 F_c \cdot l^2} \sum_{\kappa=1}^{\kappa^*} \cos^3 \frac{2\kappa-1}{2l} \pi \cdot x, \\ \frac{d^2 \varepsilon}{dt^2} + 2,7 \cdot 10^4 \frac{J_y}{F_c} \frac{d^4 \varepsilon}{dx^4} &= \frac{P_y(1 + 0,3 \cos \omega \cdot t)}{3,9 \cdot 10^3 F_c \cdot l^2} \sum_{\kappa=1}^{\kappa^*} \cos^3 \frac{2\kappa-1}{2l} \pi \cdot x, \end{aligned} \quad (4)$$

где $\omega = 2\pi f$ – частота стружкообразования, рад/сек; f – собственная частота колебаний ползуна, Гц.

По данным работы [4] собственная частота колебаний f для ползуна принимает вид:

$$f = 2 \cdot 10^{-3} \left(\frac{2\kappa-1}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{J}{F_c}}, \quad (5)$$

где F_c – площадь поперечного сечения ползуна, м²; l – вылет ползуна (инструмента) из закреп

ленной части суппорта, м.

Их можно представить в виде полинома в зависимости от скорости резания и подачи (по результатам экспериментальных исследований А.А. Рьжкина и М.М. Климова [5]).

Применяя метод разделения переменных, преобразуем уравнение (4) и получим следующие зависимости:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \xi_{11}}{dt^2} + 1,3 \cdot 10^7 \frac{J_z}{F_c} \left(\frac{2\kappa-1}{l} \right)^4 \xi_{11} &= \sum_{\kappa=1}^{\kappa^*} \frac{6,4 \cdot 10^{-5} P_z(1 + 0,3 \cos \omega \cdot t)}{F_c \cdot l^2}, \\ \frac{d^2 \xi_{12}}{dt^2} + 1,7 \cdot 10^5 \frac{J_z}{F_c} \left(\frac{2\kappa-1}{l} \right)^4 \xi_{12} &= \sum_{\kappa=1}^{\kappa^*} \frac{6,4 \cdot 10^{-5} P_z(1 + 0,3 \cos \omega \cdot t)}{F_c \cdot l^2}, \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \varepsilon_{11}}{dt^2} + 1,3 \cdot 10^7 \frac{J_y}{F_c} \left(\frac{2\kappa-1}{l} \right)^4 \varepsilon_{11} &= \sum_{\kappa=1}^{\kappa^*} \frac{6,4 \cdot 10^{-5} P_y(1 + 0,3 \cos \omega \cdot t)}{F_c \cdot l^2}, \\ \frac{d^2 \varepsilon_{12}}{dt^2} + 1,7 \cdot 10^5 \frac{J_y}{F_c} \left(\frac{2\kappa-1}{l} \right)^4 \varepsilon_{12} &= \sum_{\kappa=1}^{\kappa^*} \frac{6,4 \cdot 10^{-5} P_y(1 + 0,3 \cos \omega \cdot t)}{F_c \cdot l^2} \end{aligned} \quad (7)$$

где ξ_{11} , ξ_{12} и ε_{11} , ε_{12} – ряд деформаций ползуна в направлении осей OZ и OY соответственно.

Решение полученных уравнений представлено формулами (8) и (9):

$$\xi_{11} = \sum \left[\frac{1,6 \cdot 10^{-12} P_z \cdot l^3}{J_z} \cos 3,6 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{J_z}{F_c} \left(\frac{2\kappa-1}{l}\right)^2} + \frac{2 \cdot 10^{-5} P_z \cos \omega \cdot t}{1,7 \cdot 10^7 \frac{J_z}{F_c} \left(\frac{2\kappa-1}{l}\right)^4 - \omega^2} \right] \cos 4,7 \frac{2\kappa-1}{l} \pi \cdot x$$

$$\xi_{12} = \sum \left[\frac{1,6 \cdot 10^{-12} P_z \cdot l^3}{J_z} \cos 4 \cdot 10^{-2} \sqrt{\frac{J_z}{F_c} \left(\frac{2\kappa-1}{l}\right)^2} t + \frac{6 \cdot 10^{-5} P_z \cos \omega \cdot t}{1,7 \cdot 10^5 \frac{J_z}{F_c} \left(\frac{2\kappa-1}{l}\right)^4 - \omega^2} \right] \cos \frac{2\kappa-1}{l} \pi \cdot x$$

$$\varepsilon_{11} = \sum \left[\frac{1,6 \cdot 10^{-12} P_y \cdot l^3}{J_y} \cos 3,6 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{J_y}{F_c} \left(\frac{2\kappa-1}{l}\right)^2} + \frac{2 \cdot 10^{-5} P_y \cos \omega \cdot t}{1,7 \cdot 10^7 \frac{J_y}{F_c} \left(\frac{2\kappa-1}{l}\right)^4 - \omega^2} \right] \cos 4,7 \frac{2\kappa-1}{l} \pi \cdot x$$

$$\varepsilon_{12} = \sum \left[\frac{1,6 \cdot 10^{-12} P_y \cdot l^3}{J_y} \cos 4 \cdot 10^{-2} \sqrt{\frac{J_y}{F_c} \left(\frac{2\kappa-1}{l}\right)^2} t + \frac{6 \cdot 10^{-5} P_y \cos \omega \cdot t}{1,7 \cdot 10^5 \frac{J_y}{F_c} \left(\frac{2\kappa-1}{l}\right)^4 - \omega^2} \right] \cos \frac{2\kappa-1}{l} \pi \cdot x$$

Вспользуемся частным решением вынужденных колебаний инструмента [4]. Тогда действительная часть деформаций определяется по следующим зависимостям:

$$R_e \{ \xi_{11} \} = \sum_{\kappa=1}^{\kappa^*} \frac{2 \cdot 10^{-5} P_z \cos \omega \cdot t \left[1,3 \cdot 10^7 \frac{J_z}{F_c} \left(\frac{2\kappa-1}{l}\right)^4 - \omega^2 \right] \cos 4,7 \frac{2\kappa-1}{l} x \cdot t}{\left[1,3 \cdot 10^7 \frac{J_z}{F_c} \left(\frac{2\kappa-1}{l}\right)^4 - \omega^2 \right] + 1,7 \cdot 10^5 \left(\frac{J_z}{F_c}\right)^2 \left(\frac{2\kappa-1}{l}\right)^8 \eta^2};$$

$$R_e \{ \xi_{12} \} = \sum_{\kappa=1}^{\kappa^*} \frac{6 \cdot 10^{-5} P_z \cos \omega \cdot t \left[1,7 \cdot 10^5 \frac{J_z}{F_c} \left(\frac{2\kappa-1}{l}\right)^4 - \omega^2 \right] \cos 1,6 \frac{2\kappa-1}{l} x \cdot t}{\left[1,7 \cdot 10^5 \frac{J_z}{F_c} \left(\frac{2\kappa-1}{l}\right)^4 - \omega^2 \right] + 3 \cdot 10^{10} \left(\frac{J_z}{F_c}\right)^2 \left(\frac{2\kappa-1}{l}\right)^8 \eta^2};$$

$$R_e \{ \varepsilon_{11} \} = \sum_{\kappa=1}^{\kappa^*} \frac{2 \cdot 10^{-5} P_y \cos \omega \cdot t \left[1,3 \cdot 10^7 \frac{J_y}{F_c} \left(\frac{2\kappa-1}{l}\right)^4 - \omega^2 \right] \cos 4,7 \frac{2\kappa-1}{l} x \cdot t}{\left[1,3 \cdot 10^7 \frac{J_y}{F_c} \left(\frac{2\kappa-1}{l}\right)^4 - \omega^2 \right] + 1,7 \cdot 10^5 \left(\frac{J_y}{F_c}\right)^2 \left(\frac{2\kappa-1}{l}\right)^8 \eta^2};$$

$$R_e \{ \varepsilon_{12} \} = \sum_{\kappa=1}^{\kappa^*} \frac{6 \cdot 10^{-5} P_y \cos \omega \cdot t \left[1,7 \cdot 10^5 \frac{J_y}{F_c} \left(\frac{2\kappa-1}{l}\right)^4 - \omega^2 \right] \cos 1,6 \frac{2\kappa-1}{l} x \cdot t}{\left[1,7 \cdot 10^5 \frac{J_y}{F_c} \left(\frac{2\kappa-1}{l}\right)^4 - \omega^2 \right] + 3 \cdot 10^{10} \left(\frac{J_y}{F_c}\right)^2 \left(\frac{2\kappa-1}{l}\right)^8 \eta^2};$$

где η – коэффициент потерь колебательной энергии.

Скорости колебаний в направлении осей координат можно определить, продифференцировав зависимости (10) и (11) по времени.

$$v_{\kappa 1} = \frac{\partial R_e \{ \xi_{11} \}}{\partial t} \quad (12)$$

$$v_{\kappa 2} = \frac{\partial R_e \{ \xi_{12} \}}{\partial t};$$

$$v_{\kappa y 1} = \frac{\partial R_e \{ \varepsilon_{11} \}}{\partial t} \quad (13)$$

$$v_{\kappa y 2} = \frac{\partial R_e \{ \varepsilon_{12} \}}{\partial t}.$$

Среднеквадратичные значения скоростей колебаний, по которым фактически и находят октавные уровни скорости, определяют по следующим зависимостям [4]:

$$v_{\kappa} = \sqrt{(v_{\kappa 1} + v_{\kappa 2})^2 + (v_{\kappa y 1} + v_{\kappa y 2})^2}. \quad (14)$$

Уровни виброскорости составляют [4]:

$$L_{V_{\kappa}} = 20 \lg \frac{v_{\kappa}}{5 \cdot 10^{-8}} = 20 \lg v_{\kappa} + 146. \quad (15)$$

Расчет значения V_{κ} по формулам (12) – (14), с использованием электронно-вычислительных устройств не представляет сложности, но для более быстрой оценки этой погрешности и использования результатов в производстве целесообразно получить более простую зависимость на основе численных значений уровней виброскорости представленных в работе [4]. Из выражения (15) определена скорость колебаний в следующем виде:

$$v_{\kappa} = 10^{0,05 L_{V_{\kappa}} - 7,3}, \quad (16)$$

где $L_{V_{\kappa}}$ – уровень виброскорости, дБ.

Для определения составляющих силы резания, на примере ползуна токарно-карусельного станка воспользуемся методикой, приведенной в работе [3]. Исходные данные для исследования приведены в табл. 1.

Результаты расчетов, составляющих силы резания и режимы резания, приведены в табл. 2.

1. Исходные данные для исследования

Марка режущей пластины T15K6	Обрабатываемый материал	
	Сталь 40X	
Геометрия инструмента	α, \circ	10
	γ, \circ	10
	$r, \text{мм}$	1,0
	φ, \circ	45
	φ_1, \circ	45
	ρ_1, \circ	30

2. Значения составляющих силы резания

Режимы резания			Составляющие силы резания		
скорость резания $v, \text{м/с}$	скорость подачи $S, \text{м/об}$	глубина резания $t, \text{м}$	$P_z, \text{Н}$	$P_x, \text{Н}$	$P_y, \text{Н}$
2,6	$1,0 \cdot 10^{-3}$	$1,0 \cdot 10^{-3}$	1304	216	500

Суммарная погрешность обработки, обусловленная режимом резания и другими технологическими параметрами процесса обработки, имеет следующий вид [3]:

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta_{\text{ж}} - \Delta_{L_p} - \Delta_{R_H} - \Delta_{\text{изн}}, \quad (17)$$

где $\Delta_{\text{ж}}$ – погрешность, обусловленная недостаточной жесткостью технологической системы СПИЗ; Δ_{L_p} – погрешность, возникающая вследствие температурных деформаций режущего инструмента; Δ_{R_H} – погрешность, обусловленная температурной деформацией обрабатываемой заготовки; $\Delta_{\text{изн}}$ – погрешность, связанная с износом режущего инструмента.

Все составляющие суммарной погрешности (Δ_{L_p} , Δ_{R_H} и $\Delta_{\text{изн}}$), кроме $\Delta_{\text{ж}}$, могут быть определены по зависимостям, полученным в ранее выполненных работах [3]. Результаты расчетов при обработке заготовки с длиной участка $L_{\text{АБ}} = 0,1 \text{ м}$ приведены в табл. 3. Погрешность обработки $\Delta_{\text{ж}}$ применительно к токарно-карусельному станку можно определить, учитывая, что она изменяется в процессе обработки деталей.

3. Результаты расчета погрешностей (Δ_{L_p} , Δ_{R_H} , $\Delta_{\text{изн}}$)

$\Delta, \text{мкм}$		$P_{z1} = 1304 \text{ Н}$		
		$\Delta_{L_p1}, \text{мкм}$	$\Delta_{R_H1}, \text{мкм}$	$\Delta_{\text{изн}3}, \text{мкм}$
$L, \text{м}$				
$L_{\text{АБ}}$	0,1	62,62	1,77	0,04

Определим погрешность, обусловленную недостаточной жесткостью ползуна прямоугольного поперечного сечения (250x280), при двух вылетах ползуна из закрепленной части суппорта по формуле [1]:

$$\Delta_{\text{жпрям}} = 0,017 P_z^{0,9} \cdot L^{2,1} P_z^{0,022}. \quad (18)$$

Результаты расчетов погрешности приведены в табл. 4.

В качестве примера расчеты выполнены для собственной частоты колебаний $f = 125 \text{ Гц}$, так как по экспериментальным данным работы [2] при этой частоте зафиксирован наибольший уровень виброскорости и

его численное значение при двух вылетах ползуна составляет $L_{V_{\kappa 1}} = 75$ дБ и $L_{V_{\kappa 2}} = 81$ дБ. Значение среднеквадратичной скорости колебаний по зависимости (16), для указанной частоты и при двух вылетах ползуна ($l_1 = 0,43$ м и $l_2 = 1,0$ м), составляет соответственно $v_{\kappa 1} = 2,8 \cdot 10^{-4}$ м/с и $v_{\kappa 2} = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м/с.

4. Результаты расчета погрешности $\Delta_{\text{Ж прям}}$

$\Delta_{\text{Ж прям}}$	$P_{z1} = 1304 \text{ Н}$
	$\Delta_{\text{Ж прям } 1, \text{ МКМ}}$
$L, \text{ м}$	
0,43	1,95
1,0	10,81

Тогда амплитуды деформаций при $f = 125$ Гц составляют [1]:

$$\lambda = \frac{v_{\kappa}}{f}; \tag{19}$$

– для вылета ползуна $l_1 = 0,43$ м:

$$\lambda_1 = \frac{v_{\kappa 1}}{f} = \frac{2,8 \cdot 10^{-4}}{125} = 2,25 \cdot 10^{-6} \text{ м},$$

– для вылета ползуна $l_2 = 1,0$ м:

$$\lambda_2 = \frac{v_{\kappa 2}}{f} = \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{125} = 1,26 \cdot 10^{-5} \text{ м}.$$

Полученные уравнения по определению численного значения среднеквадратичной виброскорости позволяют определить амплитуду колебаний (деформаций), которая в свою очередь является погрешностью обработки в динамике. Расхождение расчетов погрешности при обработке в статике, полученных по зависимости (18), со значениями погрешности, полученной по зависимости (19) показывают адекватную сходимость и правильности данных расчетов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Безъязычный, В.Ф., Чумак, П.В.** Определение погрешности обработки, обусловленной жесткостью ползуна токарно-карусельных станков // Вестник Рыбинского государственного авиационного технического университета имени П.А. Соловьева. – 2018. №1. – С.85–89.
2. **Чукарин, А.Н.** Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки: монография / А.Н. Чукарин. – Ростов-на-Дону: Изд. Центр ДГТУ, 2005. – 149с.
3. **Безъязычный, В.Ф.** Метод подобия в технологии машиностроения. – М.: Машиностроение, 2012. – 320с.
4. **Рыжкин, А.А.** Особенности стружкообразования при обработке сталей твердыми сплавами с износостойкими покрытиями / А.А. Рыжкин М.М. Климов, Р.В. Сергеев // Вестник ДГТУ. – 2001. – Т.1. – №1. – С. 47–55.
5. **Чукарин, А.Н.** Разработка конструкции пильной рамы металлорежущего ленточно-пильного станка с повышенной жесткостью и виброустойчивостью А.Н. Чукарин, А.Е. Литвинов, В.В. Новиков // Журнал СТИН. – 2017. – №6. – С. 22–23.

REFERENCES

1. Beziyazychny, V.F., Chumak, P.V. Definition of machining error caused by sliding block rigidity of boring lathes // *Bulletin of Soloviyov State Aircraft Technical University of Rybinsk*. – 2018. No. 1 – pp. 85-89.
2. Chukarin, A.N. *Theory and Methods of Acoustic Computations and Design of Technological Machines for Machining*: monograph / A.N. Chukarin. – Rostov-upon-Don: Publishing House of DSTU, 2005. – pp. 149.
3. Beziyazychny, V.F. *Similarity Method in Engineering Technique*. – М.: Mechanical Engineering, 2012. – pp. 320.
4. Ryzhkin, A.A. Chip formation peculiarities at steel machining by hard alloys with wear-resistant coatings / A.A. Ryzhkin, M.M. Klimov, R.V. Sergeev // *Bulletin of DSTU*. 2001. Vol.1. No.1. pp. 47-55.
5. Chukarin, A.N. Sawbow design development for band-saw with increased rigidity and vibration resistance / A.N. Chukarin, A.E. Litvinov, V.V. Novikov // *Journal STIN*. 2017. No.6. pp. 22-23.

Рецензент д.т.н. Б.М. Бржозовский

